

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Kensuke OSAMURA et al.
Title: INTAKE-AIR CONTROL SYSTEM FOR ENGINE
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: **NOV 19 2003**
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-364373 filed 12/16/2002.

Respectfully submitted,

Date NOV 19 2003

By 

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 2 月 1 6 日
Date of Application:

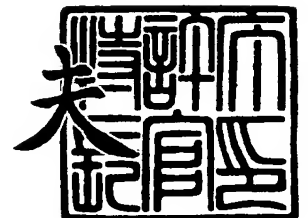
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 6 4 3 7 3
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 2 - 3 6 4 3 7 3]

出 願 人 日 産 自 動 車 株 式 会 社
Applicant(s):

2 0 0 3 年 9 月 8 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康



【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-00821

【提出日】 平成14年12月16日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02D 15/04

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 長村 謙介

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 岩野 浩

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 太田 健司

【特許出願人】

 【識別番号】 000003997

 【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100078330

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 笹島 富二雄

 【電話番号】 03-3508-9577

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 009232

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9705787

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 エンジンの吸気制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸入新気量を可変とする吸入新気量可変機構と、圧縮比を可変とする圧縮比可変機構を備えたエンジンの吸気制御装置であって、

エンジン運転状態と前記圧縮比可変機構によって制御される実圧縮比とに基づいて前記吸入新気量可変機構を制御することを特徴とするエンジンの吸気制御装置。

【請求項 2】

前記圧縮比可変機構により圧縮比をエンジン運転状態に基づいて制御しつつ、エンジン運転状態に基づいて設定した第 1 の要求負荷を、実圧縮比に基づいて設定した上限負荷により制限して第 2 の要求負荷を設定し、該第 2 の要求負荷を満たすように前記吸入新気量可変機構を制御することを特徴とする請求項 1 に記載のエンジンの吸気制御装置。

【請求項 3】

前記圧縮比可変機構により圧縮比をエンジン運転状態に基づいて制御しつつ、エンジン運転状態に基づいて設定した第 1 の要求負荷を、実圧縮比に基づいて設定した上限負荷により制限して第 2 の要求負荷を設定し、該第 2 の要求負荷に対して吸入新気量の位相遅れ補償を行って第 3 の要求負荷を設定し、該第 3 の要求負荷と第 1 の要求負荷との小さい方を選択して第 4 の要求負荷として設定し、該第 4 の要求負荷を満たすように前記吸入新気量可変機構を制御することを特徴とする請求項 1 に記載のエンジンの吸気制御装置。

【請求項 4】

前記上限負荷は、実圧縮比が大きいほど小さい値に設定することを特徴とする請求項 2 または請求項 3 に記載のエンジンの吸気制御装置。

【請求項 5】

前記上限負荷を、シリンダ壁温も考慮して設定することを特徴とする請求項 2 ～請求項 4 のいずれか 1 つに記載のエンジンの吸気制御装置。

【請求項 6】

前記上限負荷を、シリンダ壁温が高いときは小さい値に補正して設定することを特徴とする請求項 5 に記載のエンジンの吸気制御装置。

【請求項 7】

前記吸入新気量可変機構は、吸気系に介装されて開度を制御されるスロットル弁を含んで構成されることを特徴とする請求項 1 ～請求項 6 のいずれか 1 つに記載のエンジンの吸気制御装置。

【請求項 8】

前記吸入新気量可変機構は、バルブ特性を可変な吸気バルブを含んで構成されることを特徴とする請求項 1 ～請求項 7 のいずれか 1 つに記載のエンジンの吸気制御装置。

【請求項 9】

前記圧縮比可変機構は、
一端がピストンにピストンピンを介して連結されるアップリンクと、
前記アップリンクの他端が第 1 連結ピンを介して連結されるとともに、クランクシャフトのクランクピンに回転可能に取り付けられるロアリンクと、
このロアリンクに第 2 連結ピンを介して一端が連結されるとともに、他端がエンジン本体に対して揺動可能に支持されるコントロールリンクと、
圧縮比の変更時に、前記コントロールリンクの他端の位置をエンジン本体に対して変位させる支持位置可変手段と、
を有することを特徴とする請求項 1 ～請求項 8 のいずれか 1 つに記載のエンジンの吸気制御装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、圧縮比を可変制御するエンジンにおいて吸気量を制御する技術に関する。

【0002】**【従来の技術】**

エンジンは圧縮比を高くするほど燃料消費率が向上するが、高負荷運転時にノッキングが発生しやすくなる。そこで、圧縮比を可変とし得るエンジンにおいて、低負荷運転時に高圧縮比とし、高負荷運転時に低圧縮比とすることによって、ノッキングを発生させずに燃料消費率を向上させようとしたものがある（特許文献1参照）。

【0003】

上記のものは、燃焼室上部に、燃焼室に対して開口した容積室を設け、その容積室の容積を可変とすることによって、可変圧縮比を実現しているが、ピストンの上・下支点位置を可変とすることによって、可変圧縮比を実現したものもある（特許文献2参照）。

【0004】

【特許文献1】

特開平7-229431号公報

【特許文献2】

特開2002-21592号公報

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、前記従来例の場合、例えば、アクセル開度をステップ的に増加させて、定常走行状態から加速走行状態に移行した場合、シリンダに吸入される空気量は、アクセル操作に対して、通常0.1秒程度の遅れで応答する。一方、圧縮比はノッキングを回避するために減少するが、その応答は、可変圧縮比の機構にもよるが、一般的には吸入新気量の応答に比べて遅い。

【0006】

このような場合、吸入新気量は定常的なレベルに到達しているにも関わらず、圧縮比は、まだ下がりきっていないという状態が過渡的に発生し、ノッキングが生じる可能性があるという問題があった。

【0007】

本発明は、このような従来の課題に着目してなされたもので、加速など過渡運転時にも圧縮比制御の遅れに見合うように吸入新気量を制御することにより、ノ

ッキングの発生を確実に抑制できるようにすることを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】

このため本発明は、エンジン運転状態と圧縮比可変機構によって制御される実圧縮比とに基づいて吸入新気量可変機構を制御する構成とした。

【0009】

これにより、圧縮比可変機構で制御される圧縮比の遅れに生じて、実圧縮比に基づいて吸入新気量可変機構の制御が調整されて実圧縮比に適合した吸入新気量に制御することができるので、ノッキングを抑制しつつ加速性能を満たすことができる。

【0010】

【発明の実施の形態】

以下に、本発明の実施形態を図に基づいて説明する。

図1は、可変圧縮比機構ともなる複リンク式ピストンクランク機構を備えたエンジンの全体図である。

【0011】

クランク軸31は、複数のジャーナル部32とクランクピン部33とカウンタウエイト部31aとを備えており、エンジン本体となる図示しないシリンダブロックの主軸受に、ジャーナル部32が回転自在に支持されている。前記クランクピン部33は、ジャーナル部32から所定量偏心しており、ここに第2リンクとなるロアーリンク34が回転自在に連結されている。

【0012】

前記ロアーリンク34は、略T字形をなすもので、その本体34aとキャップ34bとから分割可能に構成された略中央の連結孔に前記クランクピン部33が嵌合している。

【0013】

第1リンクとなるアッパーリンク35は、下端側が連結ピン36によりロアーリンク34の一端に回転可能に連結され、上端側がピストンピン37によりピストン38に回転可能に連結されている。前記ピストン38は、燃焼圧力を受け、

シリンダブロックのシリンダ 39 内を往復動する。

【0014】

前記シリンダ 39 の上部には、クランク軸 31 の回転に同期して吸気ポート 44 を開閉する吸気弁 43 と、同じくクランク軸 31 の回転に同期して排気ポート 46 を開閉する排気弁 45 と、が配置されている。

【0015】

第 3 リンクとなる制御リンク 40 は、上端側が連結ピン 41 によりロアーリンク 34 の他端に回動可能に連結され、下端側が制御軸 42 を介してエンジン本体例えばシリンダブロックの適宜位置に回動可能に連結されている。詳しくは、制御軸 42 は、小径部 42b を中心として回転するようにエンジン本体に支持されており、この小径部 42b に対し偏心している大径部 42a に、前記制御リンク 40 下端部が回転可能に嵌合している。

【0016】

前記小径部 42b は、圧縮比制御アクチュエータ 43 によって回動位置が制御される。小径部 42b が回動すると小径部 42b に対して偏心している大径部 42a の軸中心位置、特に、エンジン本体に対する相対位置が変化する。これにより、制御リンク 40 の下端の揺動支持位置が変化する。そして、前記制御リンク 40 の揺動支持位置が変化すると、ピストン 38 の行程が変化し、ピストン上死点 (TDC) におけるピストン 38 の位置が上下する (つまり図 1 の y 座標が大きく)。これにより、エンジン圧縮比を変えることが可能となる。前記圧縮比制御アクチュエータ 43 は、制御リンク 40 から加わる反力に抗して、任意の回動位置で小径部 42b を保持することができるようになっている。圧縮比制御アクチュエータ 43 としては、油圧バーン式アクチュエータを用いる。

【0017】

図 2～図 4 は、該圧縮比制御アクチュエータ 43 を制御する油圧システムを示す。図において、圧縮比制御アクチュエータ 43 は、ハウジング 43a 内に前記小径部 42b に連結された駆動軸 43b 及び該駆動軸 43b に固定されてハウジング 43a 内を容積可変な A 室と B 室とに仕切るバーン 43c が回動自由に収納される。一方、電動モータ 101 で駆動されるオイルポンプ 102 の吐出口が、

逆止弁 103, 開閉弁 104, 方向切換弁 105 のポート c に接続され、該方向切換弁 105 のポート d が低圧側のオイルパン 106 に接続される。また、前記方向切換弁 105 のポート e, f が、それぞれ前記圧縮比制御アクチュエータ 43 のポート a, b に接続される。また、前記逆止弁 103 と開閉弁 104 との間から分岐するオイル通路にアキュムレータ 107 が接続され、開閉弁 104 と方向切換弁 105 との間から分岐するオイル通路がエンジンオイルギャラリーに接続される。

【0018】

そして、図 2 の状態では前記開閉弁 104 が開、方向切換弁 105 が図示左端に制御され、オイルポンプ 102 から吐出された高圧油は、開閉弁 104、方向切換弁 105 のポート c, e を介して前記圧縮比制御アクチュエータ 43 のポート a から A 室に供給され、B 室内の油は、ポート b から方向切換弁 105 のポート f, d を介してオイルパン 106 に戻される。これにより、A 室の容積が増大してベーン 43 c と共に小径部 42 b が図で時計回りに回転し、制御リンク 40 の揺動支持位置が変化して低圧縮比に制御される。

【0019】

一方、上記状態から図 3 に示すように、方向切換弁 105 を図示右端に切換制御すると、高圧油は、開閉弁 104 のポート c, f を介して前記圧縮比制御アクチュエータ 43 のポート b から B 室に供給され、A 室内の油は、ポート a から方向切換弁 105 のポート e, d を介してオイルパン 106 に戻される。これにより、B 室の容積が増大してベーン 43 c と共に小径部 42 b が図で反時計回りに回転し、制御リンク 40 の揺動支持位置が変化して高圧縮比に制御される。高圧縮比側に保持する場合は、図 4 に示すように、方向切換弁 105 を図示中央に移動させると共に、開閉弁 104 を閉とする。

【0020】

図 1 に戻って、このエンジンは、過給機としてターボ過給機 51 を備えている。このターボ過給機 51 は、排気通路 54 に位置するタービン 52 と吸気通路 55 に位置するコンプレッサ 53 とを同軸状に配置した構成であり、運転条件に応じて過給圧を制御するために、タービン 52 の上流側から排気の一部をバイパス

させる排気バイパス弁 56 を備えている。

【0021】

また、前記コンプレッサ 53 下流の吸気通路 55 に吸入新気量を可変制御するスロットル弁 57 を備え、該スロットル弁 57 がステップモータなどのスロットルアクチュエータ 58 により駆動される。

【0022】

また、前記排気通路 54 のエンジン本体とタービン 52 との間から分岐してスロットル弁 57 下流の吸気通路 55 に接続する EGR 通路 59 と、該 EGR 通路 59 に介装された EGR 弁 60 とが設けられている。

【0023】

前記 EGR 弁 60 は、例えば、ステップモータを用いた電子制御式のものであり、その開度に応じて吸気側に還流する排気の量、すなわち、エンジン本体に吸入される EGR 量を制御する。

【0024】

エンジン運転状態を検出するセンサ類として、ドライバにより操作されるアクセル開度を検出するアクセル開度センサ 61、エンジン回転速度を検出する回転速度センサ 62、スロットル弁 57 上流の過給圧を検出する過給圧センサ 63、実圧縮比を検出する圧縮比センサ 64、エンジン冷却水温度を検出する水温センサ 65、ノッキングを検出するノッキングセンサ 66 が設けられ、これらセンサ類からの検出信号は、エンジンコントロールユニット (ECU) 67 に入力される。

【0025】

かかる構成のエンジンにおいて、前記 ECU 67 は、各種エンジン制御（燃料噴射制御、点火制御等）と共に、前記可変圧縮比機構による圧縮比の制御及びこれにより制御される実圧縮比に応じた前記スロットル弁 57 の開度制御を以下のように実行する。

【0026】

図 5 は、前記スロットル弁制御の制御ブロック、図 6 はメインフローを示す。

図 6 において、ステップ 1 では、アクセル開度とエンジン回転速度とに基づい

て、エンジンの第1の要求負荷を算出する。具体的には、図7のフローチャートに示すように、アクセル開度を図8に示す特性マップによりアクセル開口面積に変換してから（ステップ11）、該アクセル開口面積を排気量（総行程容積）とエンジン回転速度とで除算して正規化開口面積を算出し（ステップ12）、該正規化開口面積に基づいて、図9に示す特性マップにより第1の要求負荷を算出する。

【0027】

ステップ2では、前記第1の要求負荷とエンジン回転速度とに基づいて、図10に示したマップにより目標圧縮比を設定する。具体的には、第1の要求負荷が大きくなるほどノッキング発生傾向が増大するのでノッキング抑制のため圧縮比を小さくするが、高回転領域では充填効率が低下するので少し圧縮比を大きめに設定する。

【0028】

ステップ3では、設定された目標圧縮比となるように前記可変圧縮比機構を駆動する。

ステップ4では、圧縮比センサ64によって検出された実圧縮比を読み込む。

【0029】

ステップ5では、実圧縮比に基づいて、図11に示す特性マップにより上限負荷を設定する。具体的には、圧縮比が大きくなるほどノッキング発生傾向が増大するので、ノッキング抑制のため上限負荷を小さく設定する。

【0030】

ステップ6では、前記第1の要求負荷と上限負荷とのうち、小さい方を第2の要求負荷として選択する。つまり、第1の要求負荷の上限を制限して第2の要求負荷とする。

【0031】

ステップ7では、前記第2の要求負荷とエンジン回転速度とから目標スロットル開度を算出する。具体的な目標スロットル開度の算出ルーチンを、図12のフローチャートに従って説明する。

【0032】

ステップ 21 では、前記第 2 の要求負荷とエンジン回転速度とに基づいて、図 13 に示した特性マップにより目標吸入新気量（質量流量）を求める。

ステップ 22 では、前記第 1 の要求負荷とエンジン回転速度とに基づいて、図 14 に示した特性マップから目標 EGR 率を算出する。

【0033】

ステップ 23 では、前記目標吸入新気量に目標 EGR 率を乗じて目標 EGR 量（質量流量）を算出する。

ステップ 24 では、第 1 の要求負荷とエンジン回転速度とに基づいて、目標 EGR 量を新気量に換算する補正係数 K_{QEGR} を図示しない特性マップから求める。該補正係数 K_{QEGR} は、第 1 の要求負荷とエンジン回転速度とにより、EGR ガスである排気の物性・状態が求まるから、目標 EGR ガス量が流れる EGR 弁開口面積で EGR ガスに代えて新気を流した場合に流れる新気量（体積流量）に換算するためのものであり、新気量に換算することで後述するように EGR 実行時にも容易かつ正確にスロットル弁開度と EGR 弁開度を算出することができる。

【0034】

ステップ 25 では、上記のように算出した各値を用いて、次式(1)により目標総ガス量（体積流量） $TTPGAS$ を算出する。

$$TTPGAS = (tQ_{ac} \times P_a / P_{com}) + [(tEGR / 100) \times tQ_{ac} \times K_{QEGR}] \cdots (1)$$

tQ_{ac} : 目標吸入新気量、 P_a : 大気圧、 P_{com} : スロットル上流圧力（過給時は過給圧）、 $tEGR$: 目標 EGR 率

ステップ 26 では、エンジン回転速度に基づいて、図 15 に示したマップから全開時吸入新気量 $MAXQ_{GAS}$ （体積流量）を求める。

【0035】

ステップ 27 では、次式(2)により、指令負荷 $tQH0$ を求める。

$$tQH0 = TTPGAS \times MAXQ_{GAS} \cdots (2)$$

ステップ 28 では、前記指令負荷 $tQH0$ に基づいて、図 16 に示したマップから指令正規化開口面積 $tADNV$ を求める。

【0 0 3 6】

ステップ 2 9 では、次式 (3) により目標スロットル開口面積 $t A t v o$ を算出する。

$$t A t v o = t A D N V \times V e \times N e \cdots (3)$$

ステップ 3 0 では、目標スロットル開口面積 $t A t v o$ を、図 1 7 に示したマップから目標スロットル開度 $t T V O$ に変換する。

【0 0 3 7】

図 2 に戻って、ステップ 8 では、上記のようにして算出された目標スロットル開度となるようにスロットル弁を操作する。

図 1 8 は、上記第 1 実施形態の加速時における動作を示す。アクセル開度の増大に追従して増大する第 1 の要求負荷に対し、上限負荷で制限された第 2 の要求負荷によって、目標スロットル開度の増大が制限される。これにより、吸入新気量の増大に遅れが与えられて目標圧縮比に対して遅れが大きい実圧縮比の減少と良好にマッチングしてノッキングの発生を抑制しつつ加速することができる。

【0 0 3 8】

次に、第 2 の実施形態を説明する。図 1 9 は制御ブロック、図 2 0 はメインフローを示し、ステップ 1 ～ステップ 6 で第 2 の要求負荷 $t Q H 0 2$ を算出するまでは第 1 の実施形態と同様である。

【0 0 3 9】

ステップ 7' では、前記第 2 の要求負荷に対し位相遅れ補償を行って第 3 の要求負荷 $t Q H 0 3$ を算出する。伝達関数で表すと

$$t Q H 0 3 = [(1 + \tau p c S) / (1 + \tau c S)] \cdot t Q H 0 2$$

$\tau p c$: コレクタ充填によって生じるコレクタ部の吸入新気量検出部に対する応答遅れ時定数、 τc : コレクタ部のシリンダ部に対する位相進み時定数、 S ラプラス演算子

$\tau p c$ は簡易的に定数として与えてもよいが、例えばエンジン回転速度の関数として与えれば精度が高まる。 τc は定数として与える。

【0 0 4 0】

逆ラプラス変換して

$$\begin{aligned}
& (\tau_c + \Delta t / 2) \cdot t_{QH03} - (\tau_c - \Delta t / 2) \cdot z^{-1} t_{QH03} \\
& = t_{QH02} - (\tau_{pc} - \Delta t / 2) \cdot z^{-1} t_{QH02} \\
\rightarrow t_{QH03} &= [(\tau_c - \Delta t / 2) \cdot z^{-1} t_{QH03} \\
& + (\tau_{pc} + \Delta t / 2) \cdot t_{QH02} - (\tau_{pc} - \Delta t / 2) \cdot z^{-1} t_{QH02} \\
&] / (\tau_c + \Delta t / 2) \cdots (4)
\end{aligned}$$

Δt : サンプル時間 [s]

となる。

【0041】

ステップ8'では、前記位相遅れ補償後の第3の要求負荷と第1の要求負荷とのうち、小さい方を第4の要求負荷として選択し、ドライバの要求を超える負荷とならないようにする。

【0042】

ステップ9'で前記第4の要求負荷とエンジン回転速度とから目標スロットル開度を算出し、ステップ10'で該目標スロットル開度となるようにスロットル弁を操作する。

【0043】

位相遅れ補償を行わない第1実施形態では、位相遅れにより実際の吸入新気量は上限負荷に達していないのに、位相遅れの無い吸入新気量は上限負荷を超えることにより不必要な負荷の制限が行われてしまうことがあるが、本実施形態では位相遅れ補償を行って第4の要求負荷を算出する構成とすることでノッキングを抑制しつつよりドライバの要求負荷に近い高負荷運転を実現でき加速性能などを向上できる。

【0044】

図21、図22は、それぞれ第3実施形態、第4実施形態の制御ブロックを示す。これらは、それぞれ第1実施形態、第2実施形態において、図23に示すように、実圧縮比に加えてシリンダ壁温も考慮して設定した上限負荷を用いる構成としたものである。具体的には、シリンダ壁温が高くなるほど圧縮時の混合気温度が高くなってノッキングが発生しやすくなるため、上限温度を小さめの値に設定する。なお、シリンダ壁温の検出は、壁温センサを設けて直接検出することで

高い精度が得られるが、簡易的に水温検出値で推定してもよい。

【0045】

このように上限負荷をシリンダ壁温も考慮して設定することにより、ノッキングの発生を確実に抑制しつつ可能な限りドライバの要求負荷に近い高負荷運転を実現でき加速性能などを向上できる。

【0046】

なお、上記実施形態では、吸入新気量可変機構として電子制御スロットル機構を備えたものについて説明したが、該電子制御スロットル機構に代えて若しくは併用して吸気バルブのバルブ特性を可変制御することによって吸入新気量を可変制御する機構を備えたものに適用してもよい。

【0047】

また、圧縮比可変機構を油圧で駆動するものを示したが、電動モータで駆動するものにも適用できる。電動駆動式でも圧縮比の変更は大きな燃焼室内圧力に抗して制御する必要があるため大きな駆動トルクを要するので、大きなギア比で減速する必要がある。したがって、やはり応答遅れが大きくなるので、本発明を適用する効果は大きい。

【0048】

以上示したように、圧縮比可変機構により圧縮比をエンジン運転状態に基づいて制御しつつ、エンジン運転状態に基づいて設定した第1の要求負荷を、実圧縮比に基づいて設定した上限負荷により制限して第2の要求負荷を設定し、該第2の要求負荷を満たすように前記吸入新気量可変機構を制御する構成により、実圧縮比の減少遅れに見合うように吸入新気量の上限が制限され、ノッキングを抑制しつつ加速性を満たすことができる。

【0049】

また、上記のように設定した第2の要求負荷に対して吸入新気量の位相遅れ補償を行って第3の要求負荷を設定し、該第3の要求負荷と第1の要求負荷との小さい方を選択して第4の要求負荷として設定し、該第4の要求負荷を満たすように前記吸入新気量可変機構を制御する構成とすれば、吸入新気量のコレクタ充填等による遅れ分まで過剰に制限されることを防止でき、ノッキングを抑制しつつ

ドライバの要求負荷に近い高負荷運転を実現でき加速性能などを向上できる。

【0050】

また、上限負荷は、実圧縮比が大きいほど小さい値に設定することにより、実圧縮比によるノッキング発生傾向に見合った上限負荷に設定でき、吸入新気量を適正に制限できる。

【0051】

また、上限負荷を、シリンダ壁温も考慮して設定し、具体的には、シリンダ壁温が高いときは小さい値に補正して設定することにより、ノッキングの発生傾向により正確に見合った上限負荷に設定できる。

【0052】

また、前記吸入新気量可変機構として、吸気系に介装されて開度を制御されるスロットル弁、バルブ特性を可変な吸気バルブなどを備えたものに適用できる。

また、前記圧縮比可変機構として、ピストンに連結するリンク機構によって圧縮比を可変とする高精度ではあるが要求駆動力が大きいため遅れの大きな機構に適用することにより、本発明の効果をより顕著に得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係る吸気制御装置を備えたエンジンのシステム構成図。

【図2】 同上装置の圧縮比可変機構により低圧縮比に操作するときの動作を示す図。

【図3】 同じく高圧縮比に操作するときの動作を示す図。

【図4】 同じく高圧縮比に維持するときの動作を示す図。

【図5】 第1実施形態の制御ブロック図。

【図6】 同じくメインフローを示す図。

【図7】 同じく第1の要求負荷を算出するサブフローを示す図。

【図8】 同じくアクセル開度をアクセル開口面積に変換する特性マップ。

【図9】 同じく正規化開口面積から第1の要求負荷を求める特性マップ。

【図10】 同じく第1の要求負荷とエンジン回転速度とから目標圧縮比を求める特性マップ。

【図11】 同じく実圧縮比に基づいて上限負荷を設定する特性マップ。

【図 12】 同じく第 2 の要求負荷とエンジン回転速度とから目標スロットル開度を算出するサブフローを示す図。

【図 13】 同じく第 2 の要求負荷とエンジン回転速度とに基づいて目標吸入新気量を求めるための特性マップ。

【図 14】 同じく第 1 の要求負荷とエンジン回転速度とに基づいて目標 EGR 率を求めるための特性マップ。

【図 15】 同じくエンジン回転速度に基づいて全開時吸入新気量を求めるための特性マップ。

【図 16】 同じく指令負荷に基づいて指令正規化開口面積を求めるための特性マップ。

【図 17】 同じく目標スロットル開口面積を目標スロットル開度に変換する特性マップ。

【図 18】 第 1 実施形態の作用・効果を示すタイムチャート。

【図 19】 第 2 実施形態の制御ブロック図。

【図 20】 第 2 実施形態のメインフローを示す図。

【図 21】 第 3 実施形態の制御ブロック図。

【図 22】 第 4 実施形態の制御ブロック図。

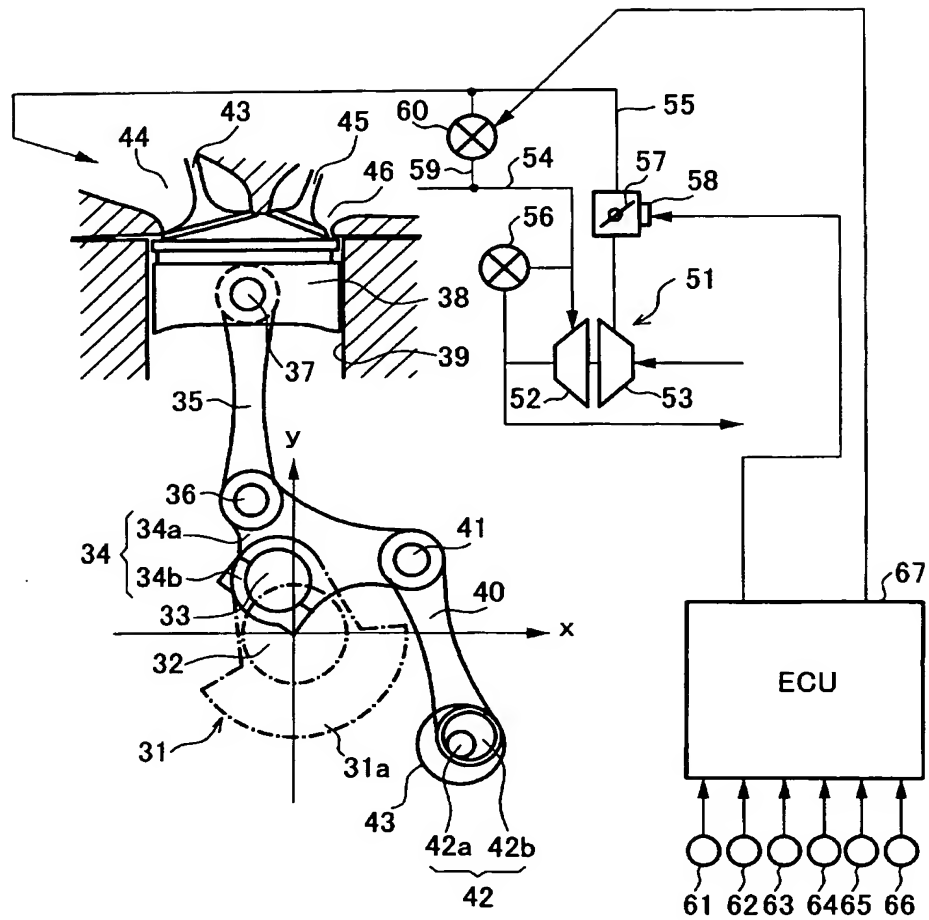
【図 23】 実圧縮比とシリンダ壁温とに基づいて上限負荷を設定する特性マップ。

【符号の説明】

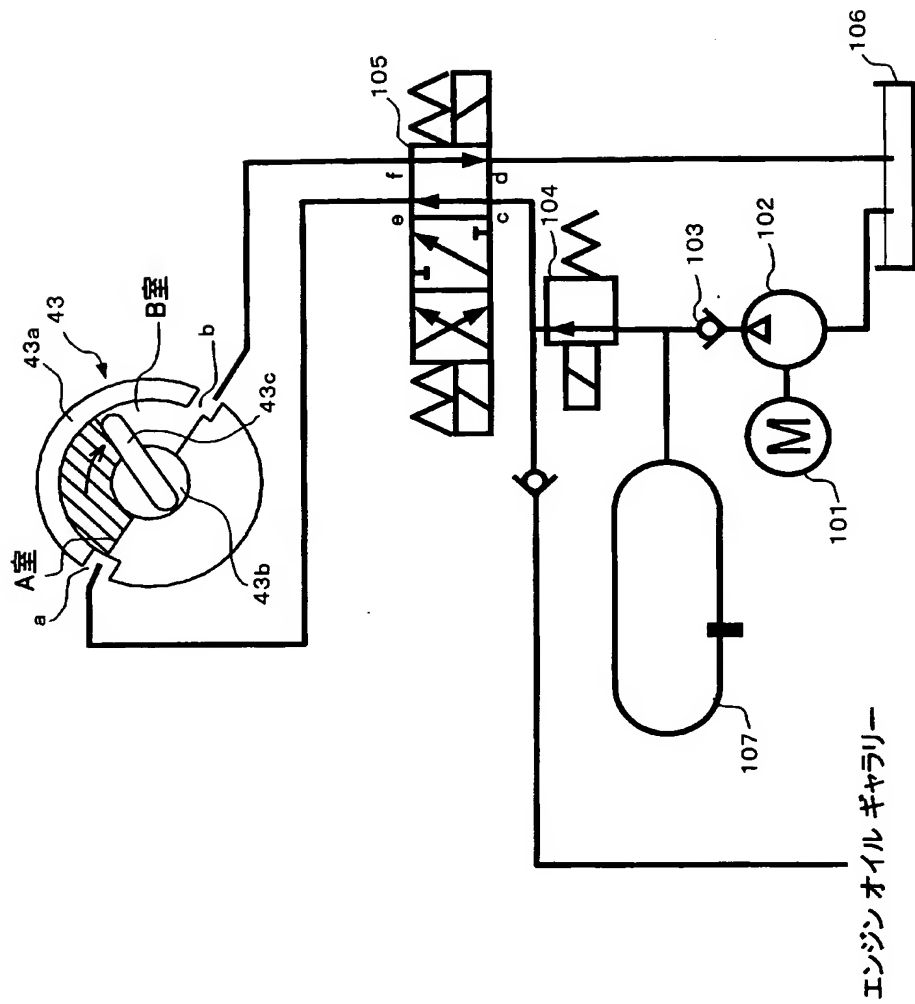
31…クランク軸	34…ロアーリンク	35…アッパーリンク	38
…ピストン	40…制御リンク	42…制御軸	43…圧縮比制御アクチュエータ
51…ターボ過給機	57…スロットル弁	58…スロットル	
アクチュエータ	59…EGR 通路	60…EGR 弁	61…アクセル開度センサ
62…回転速度センサ	64…圧縮比センサ	68…ECU	

【書類名】 図面

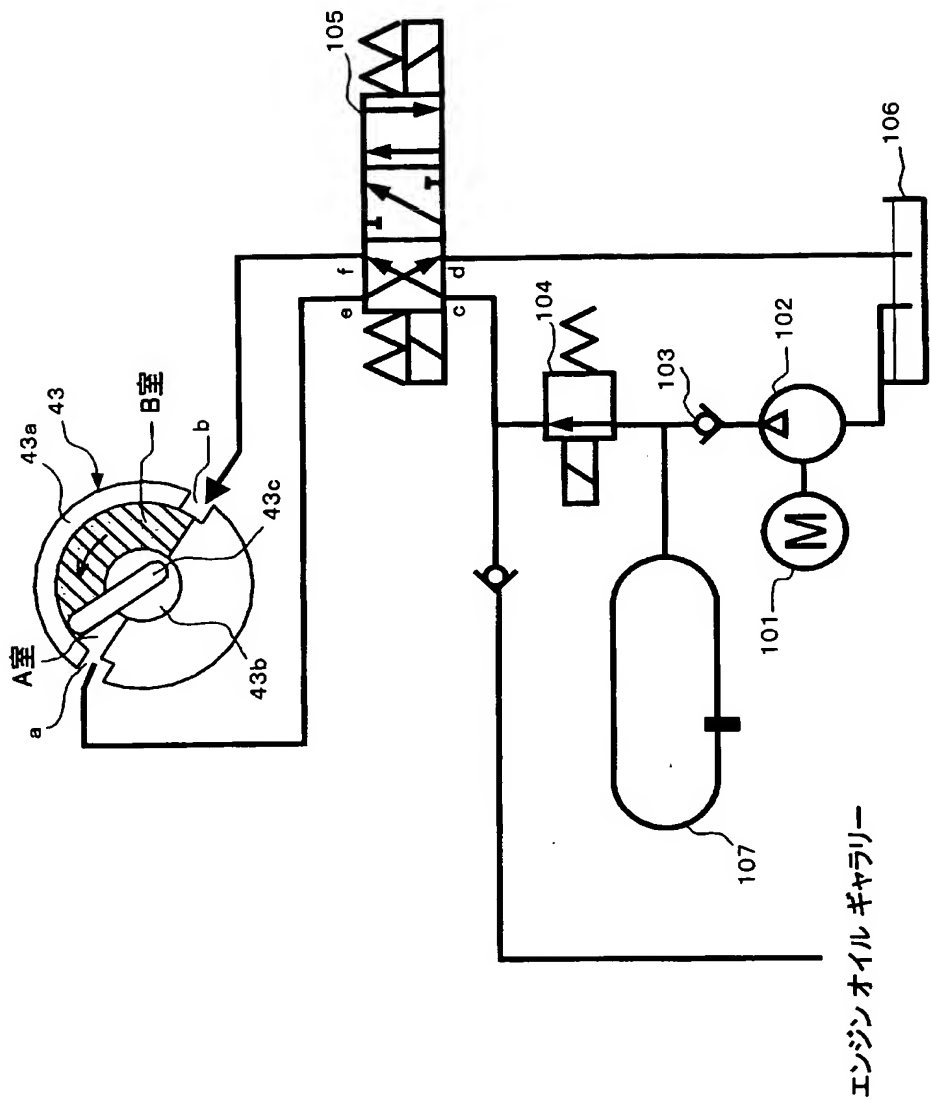
【図 1】



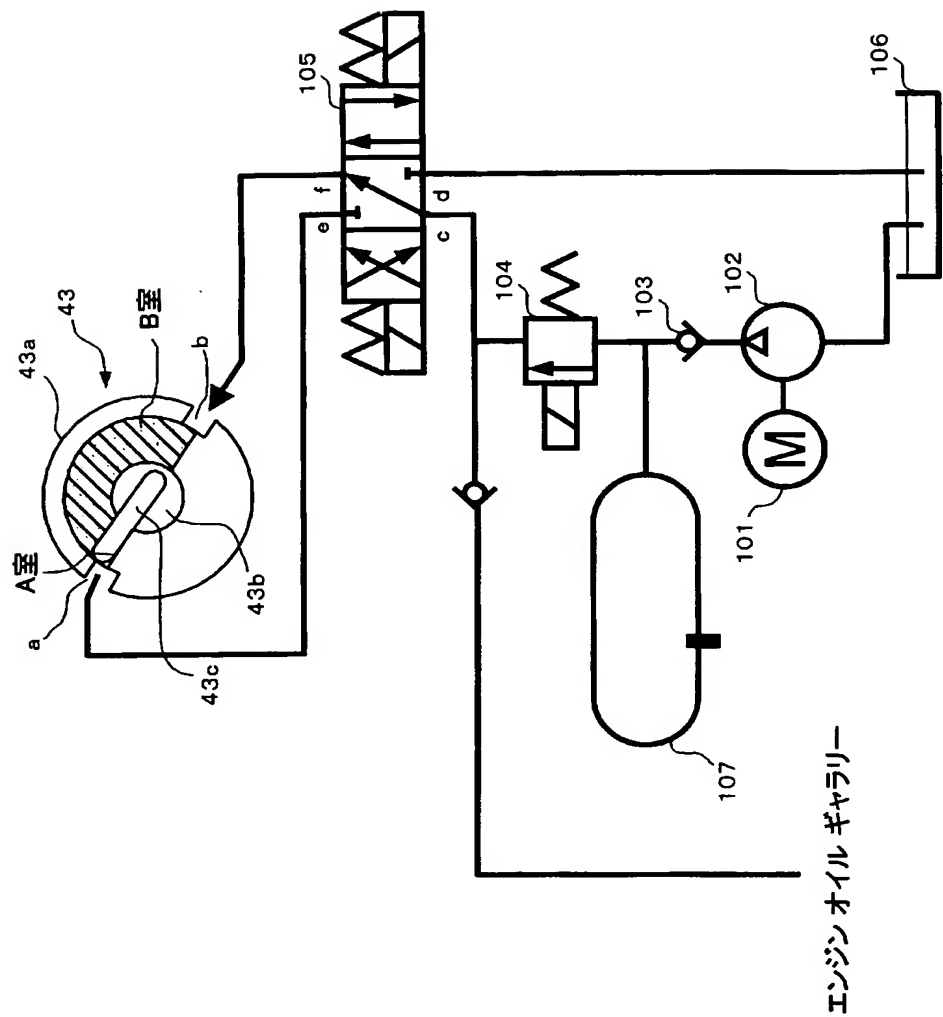
【図 2】



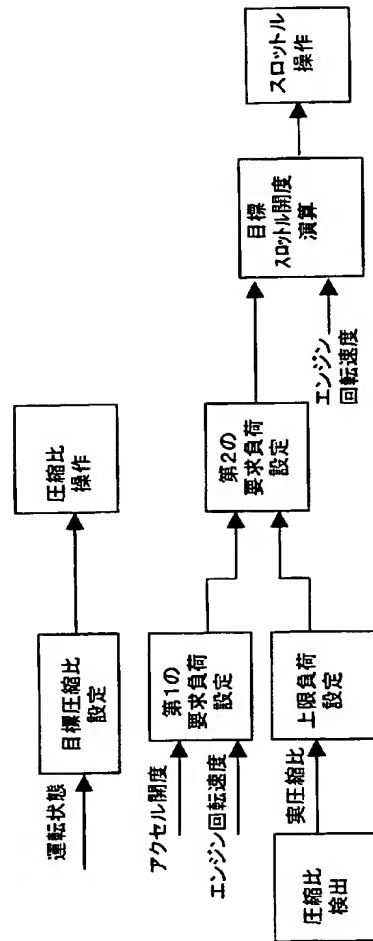
【図 3】



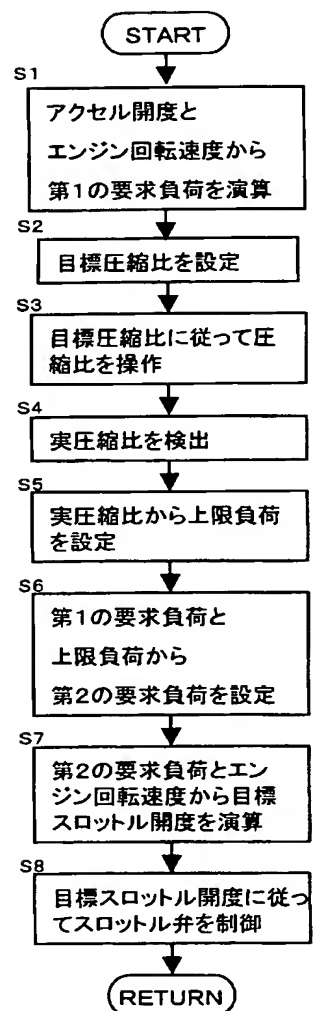
【図 4】



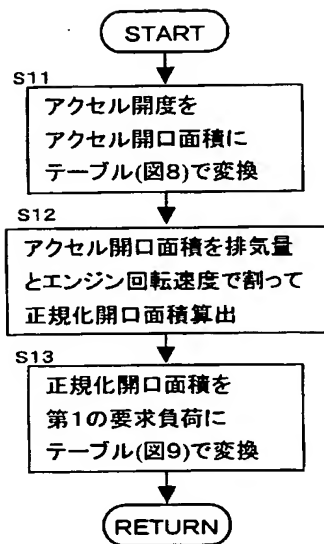
【図 5】



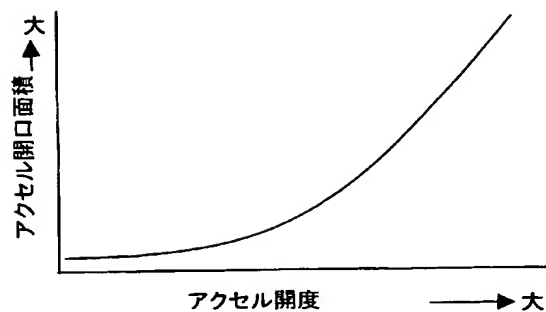
【図 6】



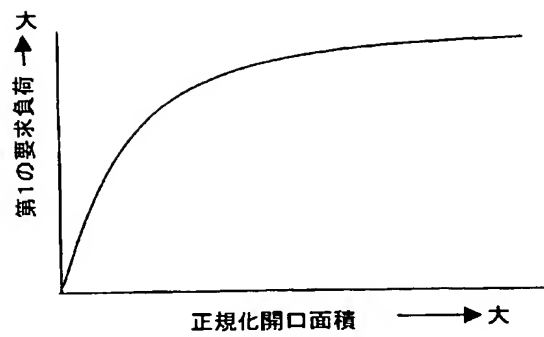
【図 7】



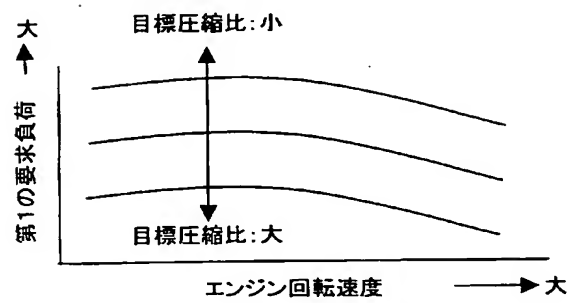
【図 8】



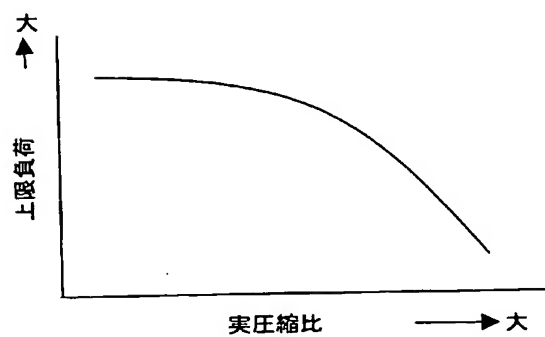
【図 9】



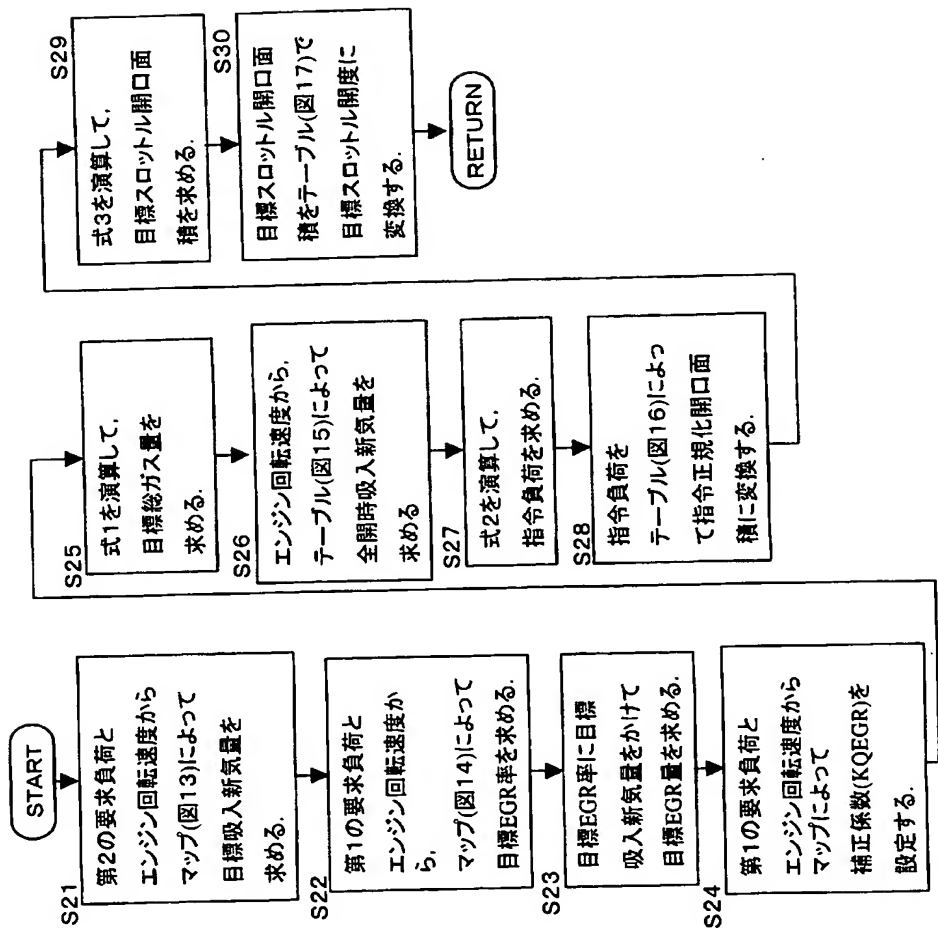
【図 10】



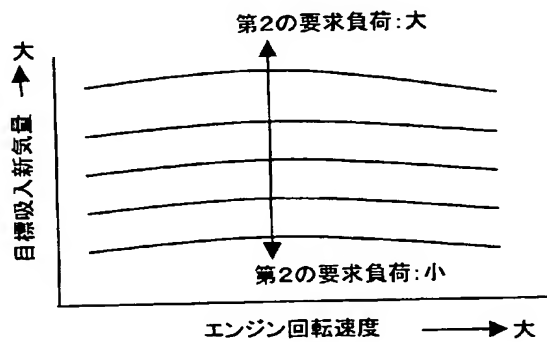
【図 11】



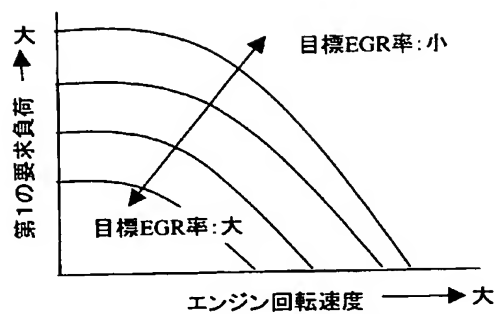
【図 12】



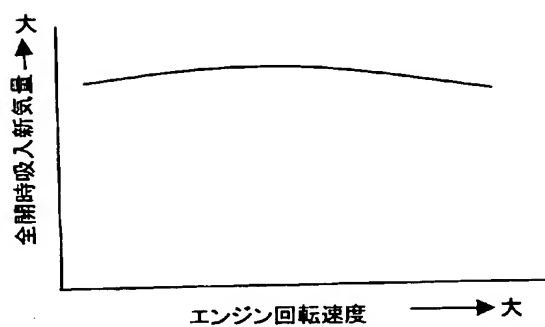
【図 13】



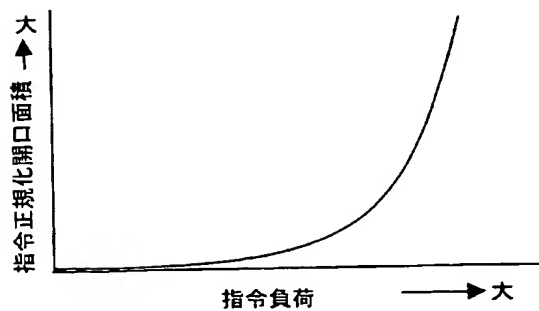
【図 14】



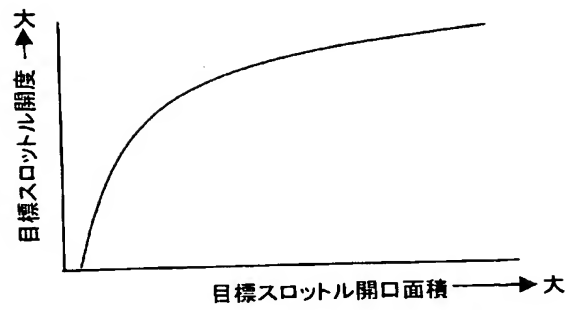
【図 15】



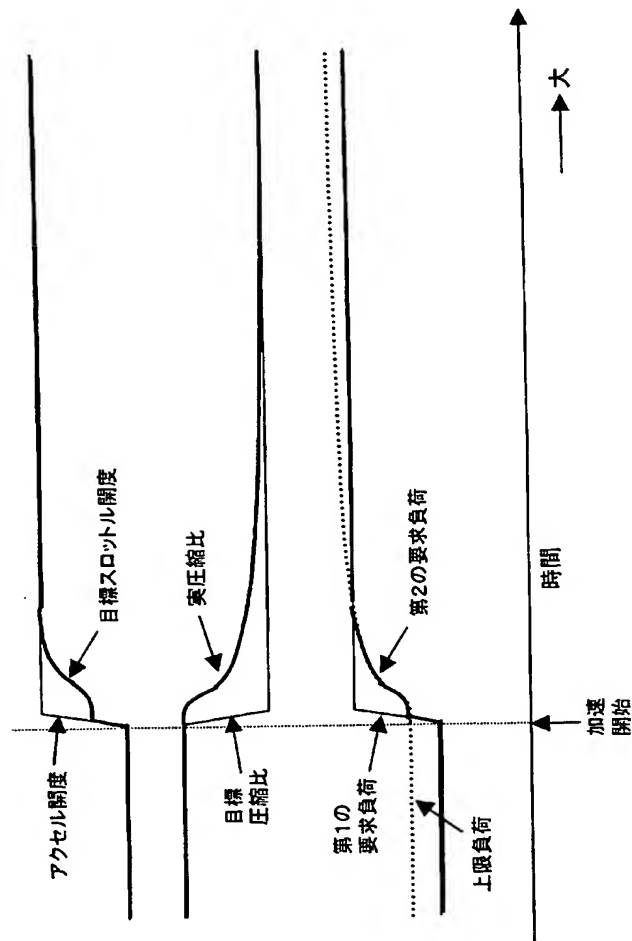
【図 16】



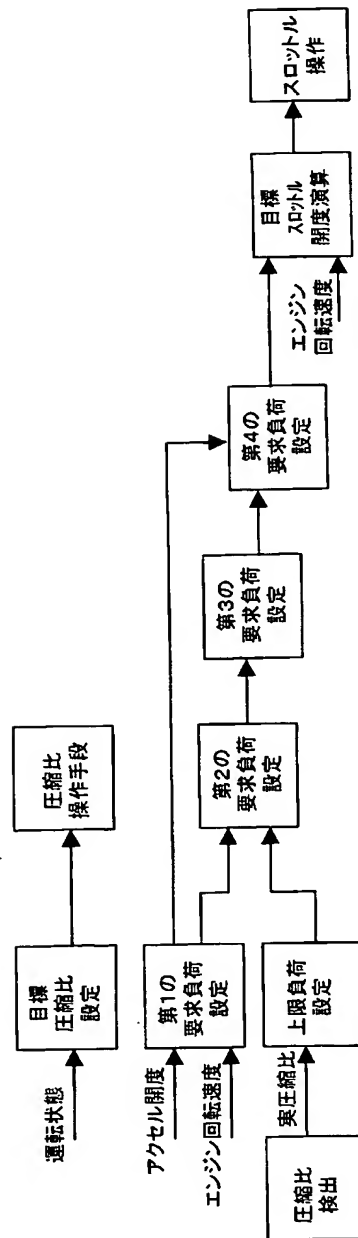
【図17】



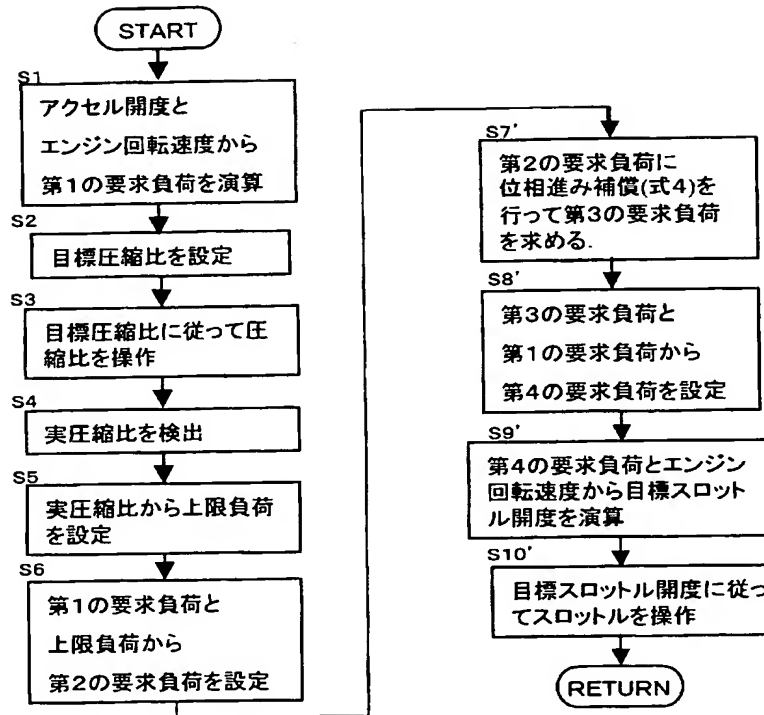
【図18】



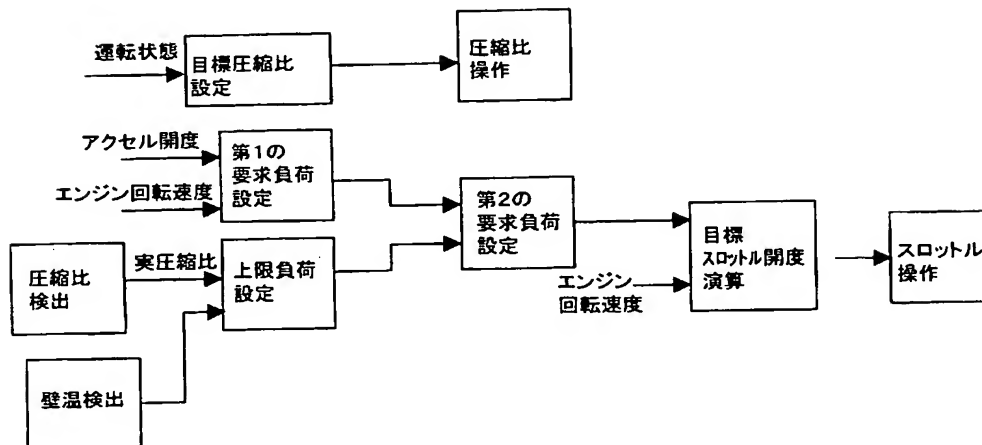
【図 19】



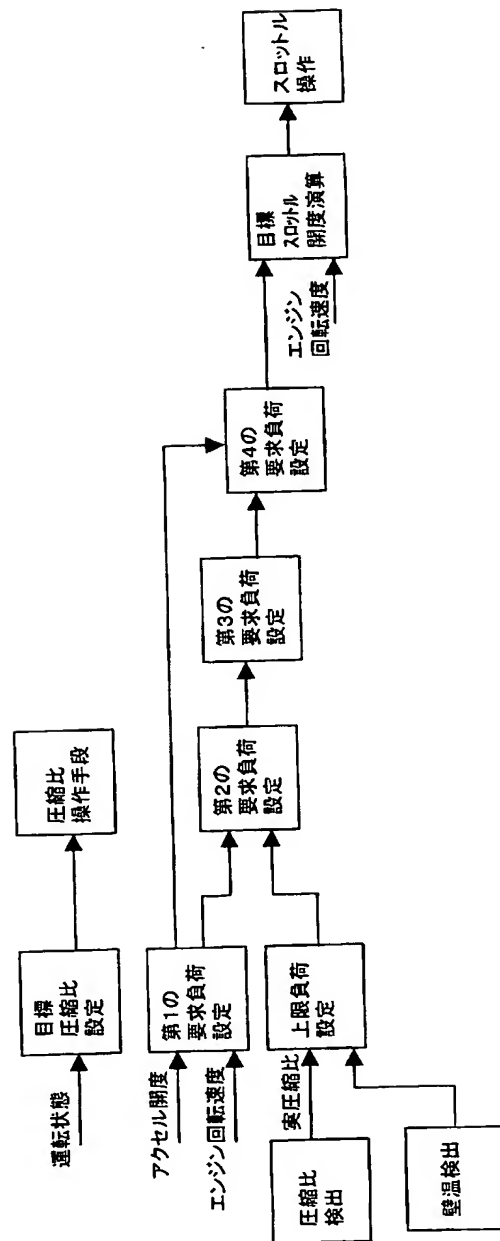
【図 20】



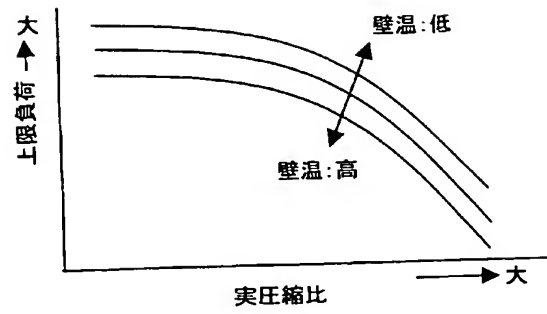
【図 21】



【図 22】



【図 23】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 可変圧縮比機構を備えたエンジンで、ノッキングを抑制しながら加速性能を向上する。

【解決手段】 エンジン運転状態に基づいて第 1 の要求負荷及び目標圧縮比を算出し（S 1，S 2）、圧縮比を制御しつつ実圧縮比に基づいて上限負荷を設定し（S 3～S 5）、第 1 の要求負荷と上限負荷との小さい方を第 2 の要求負荷として選択し（S 6）、該第 2 の要求負荷とエンジン回転速度とから目標スロットル開度を算出し、該開度となるようにスロットル弁を制御する（S 7，S 8）。

【選択図】 図 6

特願 2 0 0 2 - 3 6 4 3 7 3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 3 1 日

[変更理由]

新規登録

住 所

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

氏 名

日産自動車株式会社